

В.К. БЕЛОВ, канд. техн. наук, **А.Ю. ТИМЧЕНКО**, НТУ «ХПИ»

ОЦЕНКА ВОДОХОДНЫХ КАЧЕСТВ ТРАНСПОРТЕРА ТЯГАЧА МТ-ЛБ С РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ ВОДОХОДНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Проведено порівняння водохідних якостей транспортера-тягача типа МТ-ЛБ з різними типами водохідних рушіїв (гусениця, водомет, водохідний гвинт) по часу та шляху розгону до максимальної швидкості, при якій сила тяги дорівнює силі опору. Сили опору отримані експериментально, сила тяги для гусеничного рушія – експериментально, а водометів та гвинта – розраховано.

Comparison of riding qualities in water of the carrier-tractor of type MT-LB with various types of propellers (track, the water-jet, the screw) on a time and a trajectory of dispersal to the maximum velocity at which the draft force is equated to force of resistance is spent. Forces of resistance and draft force for a caterpillar mover are gained observationally, and for the water-jet and the screw are gained computationally.

На сегодняшний день водные преграды остаются одними из наиболее серьезных и часто встречающихся на пути войск препятствий, от внезапности и быстроты преодоления которых в значительной мере зависит успех боя и операции.

Преодолеть такую преграду можно разными способами. Как отмечают исследователи, современные войска особое внимание уделяют переправе на плавающих машинах различного типа (бронетранспортерах, танках, боевых машинах пехоты и др.), так как этот способ требует наименьшего времени на подготовку [7].

Так как на одну и ту же базовую машину можно установить различные водоходные движители, то возникает интерес сравнить водоходные качества машины с каждым из них.

Таким образом, целью данной работы было сравнение водоходных качеств транспортера-тягача МТ-ЛБ с различными типами водоходных движителей.

В настоящее время в качестве водоходных движителей транспортных машин используются сухопутные движители (гусеницы или колеса), водометы или гребные винты. Использование сухопутных движителей незначительно усложняет конструкцию машины. Этот тип движителей хорошо проявляет себя при движении по мелководю и загрязненным водоёмам, при входе и выходе из воды. В то же время он имеет низкий КПД из-за больших потерь мощности затрачиваемой на перематывание гусениц, т.к. гусеничный обвод натянут большим усилием, вызванным раскручиванием торсионов подвески, низких показателей массы и скорости отбрасываемой колесным движителем воды, а также образованием водовоздушной эмульсии в зоне работы движителя.

Водометный движитель имеет более высокий КПД, довольно хорошо защищен от повреждений посторонними предметами, обеспечивает хорошую маневренность машине, но конструкция водометов значительно сложнее других движителей, при их установке уменьшается запас плавучести, усложняется конструкция машины, а также при эксплуатации на загрязненных водоемах возможно засорение входных решеток.

Гребные винты обладают высоким КПД, они просты по устройству, но их установка требует существенного усложнения в конструкции машины, несколько уменьшает запас плавучести. Винт практически не защищен от попадания посторонних предметов, в эксплуатации неудобен т.к. требует сложной подготовительной работы при входе в воду и выходе на берег.

Для МТ-ЛБ были проведены натурные испытания по определению сил сопротивления на плаву при различных скоростях движения машины.

Экспериментальная зависимость величины силы сопротивления движению МТ-ЛБ от скорости движения машины представлена на рис. 1.

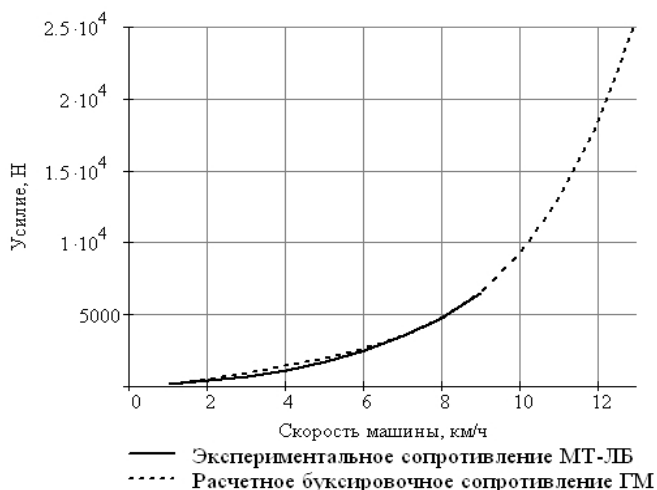


Рис. 1. Зависимость сопротивления движению машины от ее скорости

На этом же рисунке представлена расчетная кривая силы сопротивления, определенная по методике рекомендуемой А.П. Степановым для гусеничных машин (ГМ) [7], в основу которой заложено число Фруда. По этой методике сопротивление движению определяется как

$$R_i = (60 \cdot Fr_i^2 - 30 \cdot Fr_i + 6,35) \cdot F_{мид} \cdot v_i^2,$$

где R — сила сопротивления движению, Н;

Fr_i — число Фруда для i -й скорости;

$F_{мид}$ – площадь погруженной части миделевого сечения корпуса, $м^2$;

v_i – скорость плава машины, $м/с$.

Учитывая что
$$Fr_i = \frac{v_i}{\sqrt{g \cdot L}},$$

где g – ускорение свободного падения, $м/с^2$;

L – длина ватерлинии, $м$;

была определена сила сопротивления R .

Сила тяги машины с гусеничным водоходным двигателем при различных скоростях движения определялась по результатам натурных испытаний. Были определены усилия на швартовах и скорость движения машины в зависимости от скорости перематывания гусеничных цепей и по этим зависимостям построена зависимость силы тяги от скорости движения машины см. рис.2.

Сила тяги создаваемая водометным двигателем описывается уравнением

$$P = \frac{Q \cdot g_в}{g} \cdot \left(\frac{Q}{F_{вых}} - v \right),$$

где Q – производительность насоса водомета, $м^3/с$;

$g_в$ – удельный вес воды, $Н/м^3$;

g – ускорение свободного падения, $м/с^2$;

$F_{вых}$ – площадь выходного отверстия водомета, $м^2$;

v – скорость движения машины, $м/с$.

Производительность насоса водомета

$$Q = \left[0,06 \cdot \frac{P}{4} \cdot (1 - d^2) \right] \cdot n \cdot D^3, \quad d = \frac{D_{ст}}{D},$$

где D – диаметр рабочего колеса, $м$;

$D_{ст}$ – диаметр ступицы, $м$;

n – частота вращения рабочего колеса, $об/мин$.

При расчете была принята установка двух водометов на машину, $D = 0,3 м$, $D_{ст} = 0,105 м$, $n = 2100 об/мин$. Результаты расчета приведены на рисунке 2.

Сила тяги, создаваемая гребным винтом

$$P_г = k \cdot \rho \cdot n_г^2 \cdot D_г^4,$$

где k – коэффициент упора, определяемый по "корпусной" диаграмме [7];

ρ – плотность воды, $кг/м^3$;

$n_г$ – частота вращения винта, $об/мин$;

D_6 – диаметр винта.

Результаты расчета при $D_6 = 0,52 м$ и $n_6 = 1200 об/мин$ приведены на рисунке 2.

Таким образом, на рисунке 2 представлены расчетные значения силы тяги машины с различными типами водоходных движителей и расчетное значение силы сопротивления движению машины. Точка пересечения кривой сопротивления и кривых тяги определит максимальную скорость машины с соответствующим движителем.

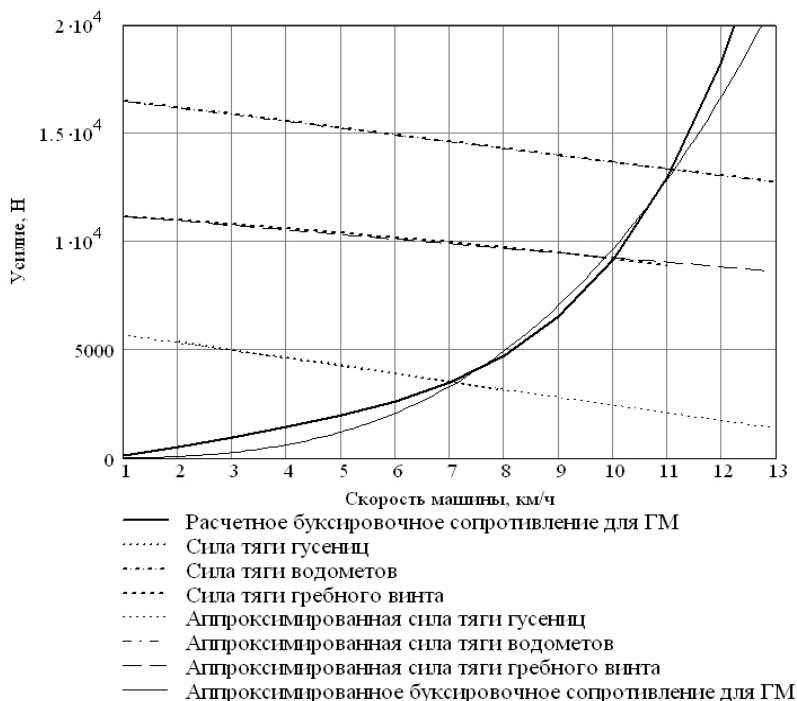


Рис. 2. Сила тяги водоходных движителей

Из графика сопротивления движению машины (см. рис.1) видно, что обе кривые имеют довольно высокую сходимость и могут быть аппроксимированы выражением $R = k \cdot v_i^3 = 9,7 \cdot v_i^3$ (см. рис.2). Такой подход позволяет с достаточной степенью надежности провести интерполяцию экспериментальных зависимостей сопротивления для всего возможного диапазона скоростей плава.

Полученные зависимости силы тяги машины можно аппроксимировать

$P_T = 6050 - 360 \cdot V_M$ – для гусеничного движителя;

$P_{Вод} = 16810 - 313 \cdot V_M$ – для водометных движителей;

$P_{Винт} = 11400 - 213 \cdot V_M$ – для гребного винта.

Уравнение движения машины на плаву выглядит так

$$P_T = m \cdot (1 + d) \frac{dV_M}{dt} + k \cdot V_M^3,$$

где m – масса машины, кг;

d – коэффициент присоединенных масс воды;

V_M – скорость движения машины, м/с.

Таким образом, время разгона машины до скорости $0,95V_{\max}$

$$t = \int_0^{0,95V_{\max}} \frac{m \cdot (1 + d)}{P_T - k \cdot V_M^3} dV_M.$$

Путь разгона машины до скорости $0,95V_{\max}$

$$S = \int_0^{0,95V_{\max}} \frac{m \cdot (1 + d) \cdot V_M}{P_T - k \cdot V_M^3} dV_M.$$

Зависимости времени и пути разгона машины с различными типами водоходных движителей изображены на рисунках 3 и 4 соответственно.

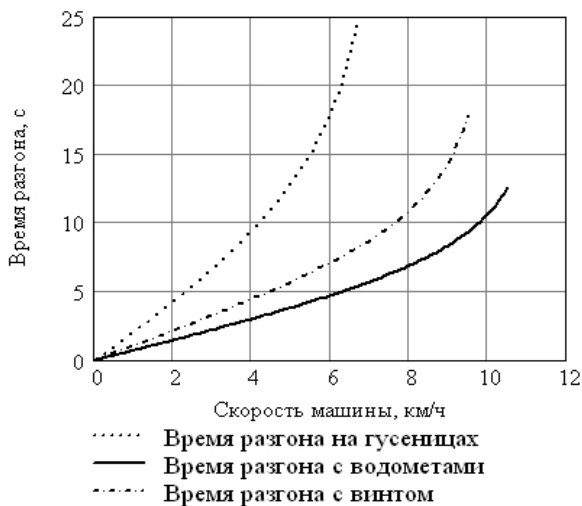


Рис. 3. Время разгона машины

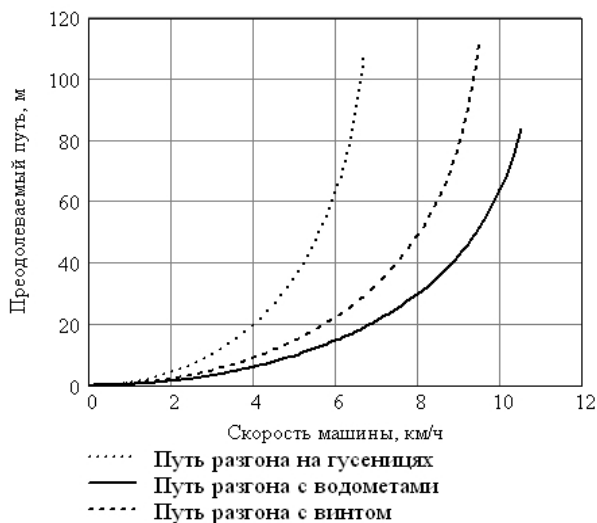


Рис. 4. Путь разгона машины

Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод о том, что при установке водометных движителей максимальная скорость движения машины, в сравнении с максимальной скоростью машины на гусеничном движителе, увеличится в 1,6 раза при значительном улучшении управляемости. При этом запас плавучести уменьшится на 1,8%.

Время разгона машины до максимальной скорости, достигаемой на гусеничном движителе, уменьшится в 5 раз, а соответствующий путь уменьшится в 6 раз.

Список литературы: 1. Лёгкий многоцелевой гусеничный транспортёр-тягач. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Под ред. А.Ф. Белоусова, – М.: Военное издательство Министерства обороны СССР, 1969. – 485 с. 2. Александров Е.Е., Епифанов В.В. Быстроходные гусеничные и армейские колесные машины: краткая история развития. Учебно-справочное пособие. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. – 376 с. 3. Бугаев С.В. Плавающая машина. Теория и эксперимент. – Одеса: Друк. ОДМУ, 2000. – 253 с. 4. Вернер Освальд. Полный каталог военных автомобилей и танков Германии 1900 - 1982 гг. – Астрель, 2003. – 672 с. 5. Куликов С.В., Храмкин М.Ф. Водометные движители (теория и расчет). – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение, 1980. – 312 с. 6. Редькин М.Г. Плавающие колесные и гусеничные машины. – М.: Воениздат, 1966. – 200 с. 7. Степанов А.П. Конструирование и расчет плавающих машин. – М.: Машиностроение, 1983. – 200 с., ил. 8. Холявский Г.Л. Энциклопедия бронетехники. Гусеничные боевые машины, 1919-2000 гг. – Мн.: Харвест, 2001. – 656 с.

Поступила в редколлегию 30.06.08